

УДК 621.452.3.043:621.822.173-192

doi: 10.32620/aktt.2021.2.06

О. В. БІЛОГУБ, І. С. РОМАНЕНКО, О. В. ГУДОШНИК, С. О. ТРИСТАН

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ЯК ОПОР ШЕСТЕРЕНЬ ОСНОВНОГО ПАЛИВНОГО НАСОСУ ГТД

Робота присвячена дослідженню працездатності гідродинамічних підшипників ковзання, як опор шестерінчастого паливного насоса зовнішнього зчеплення до ГТД. На даний час є нормою, що опори таких насосів працюють в умовах напівсухого тертя, що зменшує ресурс і є одним із обмежуючих факторів. Для удосконалення взято серійний шестерінчастий насос з кількістю триб $z=14$, модулем $m=3,8$, та навантаженням на цапфу до $P=7800\text{Н}$. Розглянуто варіанти насосів з електричним і механічним (від ротора ГТД) приводами. Вантажопідйомність підшипників досліджено на моделях за критерієм мінімальної товщини шару робочої рідини, що має низьку в'язкість (гас). Для моделювання застосовано поширену теорію, що базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які пов'язують тиск, швидкість і опір грузлого зрушення. З технологічних міркувань мінімально допустимий шар гасу обмежено 5 мкм. Розглянуті і проаналізовані мультипелюсткові (2-х, 3-х і 4-х пелюсткові) підшипники з різним орієнтуванням пелюсток щодо вектору дії сили. Виявлено, що 2-х пелюстковий підшипник має кращу вантажопідйомність (забезпечує найбільший шар гасу з усіх розглянутих). За результатами попереднього аналізу для подальшої роботи взято 2-х пелюстковий підшипник. Проаналізовано вплив навантаження, установчого зазору, ексцентриситету, питомого радіусу кривизни пелюстка, довжини цапфи на його вантажопідйомність. Запропоновано раціональний тип конструктивного виконання підшипників по критерію вантажопідйомності (мінімальному шару робочої рідини). Показано, що гідродинамічний 2-х пелюстковий підшипник може бути досить ефективним для опор шестерень паливних насосів ГТД. За результатами роботи запропоновано 2 варіанти конструкцій качаючого вузла. Перший – до насоса з приводом від ротора ГТД з параметрами $z=19$, $m=3,3$, шириною триба $B=34$, діаметром цапфи $D_{\text{ц}}=48$, та довжиною цапфи $L_{\text{ц}}=56$ ($P=10200\text{Н}$); другий до насоса з електричним приводом, $z=28$, $m=1,8$, $B=15$, $D_{\text{ц}}=34$ та $L_{\text{ц}}=41$ ($P=3800\text{Н}$). Мінімальні кутові швидкості для варіантів насосу прийнято 470 та 1055 рад/с відповідно. Запропоновано провести суміжні дослідження робочого процесу в насосі і підшипниках.

Ключові слова: гідродинамічний підшипник; пелюстковий підшипник; шестерний насос; ГТД; продуктивність; гас.

Вступ

Сучасні тенденції у розробці ГТД все більше схилиються в бік «електризації двигунів», що передбачає відхід від класичної коробки приводів та заміни її на ряд електричних приводів (окремих електродвигунів), що живляться від одного генератора. Таке рішення дозволить зменшити габарити силової установки, зменшити мідель, кількість трубопроводів і валопроводів, а також оптимізувати паливну систему ГТД для всього діапазону робочих режимів.

Високі вимоги до надійності та вартості конструкцій привели до зменшення застосування плунжерних насосів змінної подачі на користь шестеренних насосів з постійним робочим об'ємом. Зворотною стороною такого рішення є перерозмірена

конструкція насоса із-за відсутності зміни робочого об'єму і прив'язки до режиму роботи ГТД. Застосування електроприводу дозволить оптимізувати роботу для більшості режимів і зробити економічнішим весь агрегат [1 - 3].

Однією з суттєвих проблем в таких насосах є опори ковзання. Через низьку в'язкість гасу і невеликі окружні швидкості, підшипники працюють в режимі напівсухого тертя, що значно прискорює знос робочих поверхонь і знижує ресурс вузла в цілому. Перехід на регульований електричний привід дозволить змінювати частоту обертання шестерень в залежності від потреби, а не режиму роботи ГТД, і дозволить підвищити швидкість обертання до режиму надійного виникнення плівки гасу.

1. Задача та вхідні дані

Задача даної роботи – дослідити працездатність підшипників ковзання для шестерного насосу зовнішнього зчеплення з механічним і електричним приводами з урахуванням змін геометрії качаючих вузлів для різних типів приводу.

За базову конструкцію було взято качаючий вузол основного паливного насосу ГТД. Геометричні і робочі параметри, використані в дослідженні, наведені в таблиці 1 і рис. 1.

Таблиця 1

Основні параметри качаючого вузла

| Найменування | Позначення | Значення |
|--|------------|---------------|
| Кількість зубів | z | 14 |
| Модуль | m , мм | 3,8 |
| Ділильний діаметр | D , мм | 53,2 |
| Навантаження на провідну / ведену шестерню | F , Н | 7200/ 7800 |

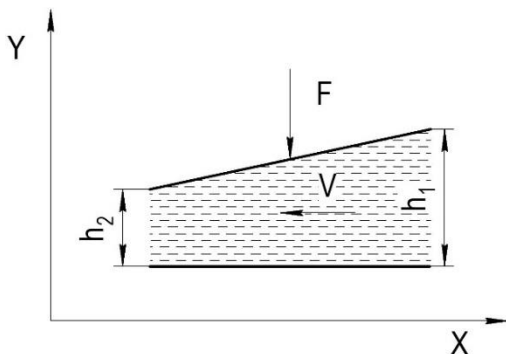


Рис. 1. Течія рідини між двома пластинами

2. Визначення впливу геометричних параметрів підшипника на його працездатність

Дослідження режиму рідинного тертя в підшипниках засноване на гідродинамічній теорії змащення. Ця теорія базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які пов'язують тиск, швидкість і опір грузлого зрушення [4]. При русі рідини між двома пластинами, одна з яких навантажена силою F (див. рис. 1), при певному нахилі пластини і швидкості потоку V (див. рис. 1) виникає тиск зі сторони потоку, що компенсує вертикальну складову сили.

Обертання цапфи шестерного насоса створює гідродинамічний клин, між цапфою і підп'ятником,

який гідродинамічними силами потоку рідини компенсує радіальне навантаження на шестерню. При рідинному терті в гідродинамічних опорах ковзання робочі поверхні валу і підп'ятника розділені шаром робочої рідини, товщина якої має бути більшою за суму висот шорсткості двох поверхонь (з умов виникнення гідродинамічного шару). Шар рідини між двома поверхнями дозволяє уникнути тертя між поверхнями підшипника і цапфи, зменшуючи зношування поверхонь, нагрівання і збільшуючи ресурс вузла.

За базову геометричну модель вибрана геометрія вала-шестерні шестерного насоса (рис. 2).

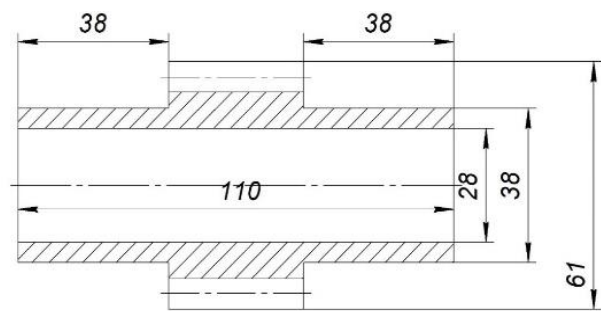


Рис. 2. Базова геометрія

Всі розрахунки виконані інструментами CFD з використанням спеціалізованого програмного забезпечення.

З метою аналізу впливу різних факторів на роботу підшипника ковзання, дослідження розділене на декілька етапів. На першому виконано аналіз впливу величини радіального зазору на працездатність підшипника. На другому проведено аналіз можливості використання гідродинамічних підшипників різного типу. На третьому етапі дослідження проведено порівняння різних конструкцій на базі розрахунків.

Для розрахунку прийнято наступну геометрію: радіус цапфи – 19 мм; довжина цапфи – 38 мм; радіальний зазор – 0,02 мм. Значення мінімального зазору (шару гасу) визначено за формулою (1).

$$h_{\min} = C(1 - e/C), \quad (1)$$

де: C – радіальний зазор; e – екстрентиситет.

З метою аналізу впливу радіального зазору виконано розрахунок характеристики підшипника. Для всіх режимів геометричні параметри і режими задані однакові (рис. 3).

В якості критерію працездатності підшипників обрано умову мінімального шару гасу $h_{\min} > 5$ мкм [3]. Це значення враховує суму шорсткосей робочих поверхонь, деформацію валу і запас в 1,5 ... 2 мкм.

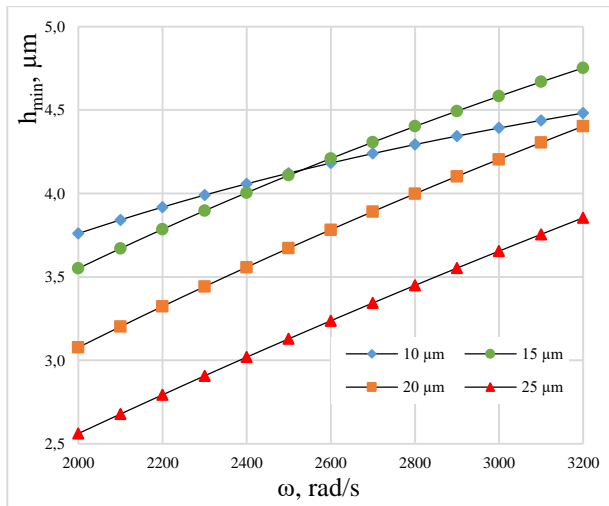


Рис. 3. Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника при навантаженні 7,2 kN

За результатами розрахунків випливає, що при збільшенні радіального зазору зменшується h_{\min} (див. рис. 3) що свідчить про зменшення несучої здатності підшипника. Тобто, несуча здатність підшипника тим більша чим менший радіальний зазор. При моделюванні мінімальне значення прийнято 10 мкм, але забезпечення зазору на цьому рівні значно ускладнить технологічний процес виготовлення і збільшує вартість виробу. Зазор в 20 і 25 мкм суттєво зменшує несучу здатність. Зазор в 15 мкм, є компромісним, тому в подальших дослідженнях він прийнятий саме таким.

3. Аналіз можливості використання гідродинамічних підшипників різного типу

Існують різні конструктивні виконання підшипників ковзання. У даній роботі розглянуті і проаналізовані мультипелюсткові (2-х, 3-х і 4-х пелюсткові) підшипники [4, 5]. Еліптичний підшипник не розглядався, так як принципово він нічим не відрізняється від 2-х пелюсткового підшипника. Різниця між двома 3-х (рис. 4, б, в) і 4-х (рис. 4, г, д) пелюстковими підшипниками полягає в орієнтуванні пелюсток щодо напрямлення дії сили [6].

Особливість цих підшипників полягає в тому, що радіуси поверхонь сегментів будуть відрізнятися від радіуса цапфи вала на величину, більшу ніж призначений радіальний зазор [7]. Принципова схема пелюсткового підшипника, а саме залежність розмірів один від одного представлена на рис. 5.

При цьому витримується співвідношення:

$$R_p - R_j = d + C, \quad (2)$$

де R_p – радіус пелюстка; R_j – радіус цапфи; C – зазор; d – допоміжний параметр підшипника.

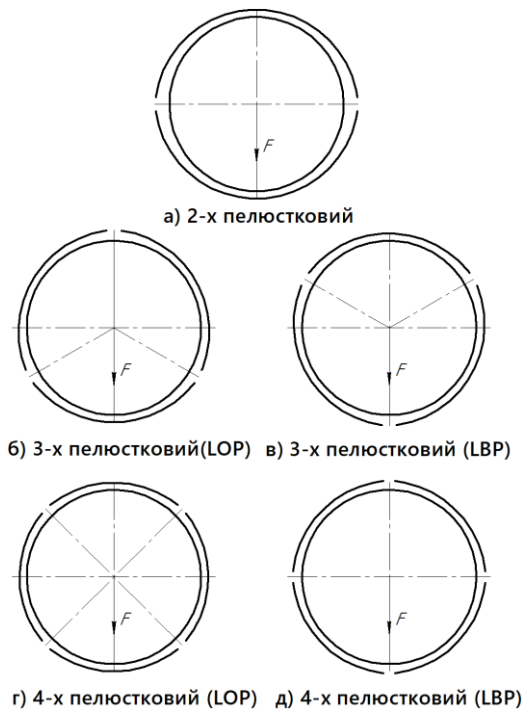


Рис. 4. Конструктивні виконання підшипників ковзання

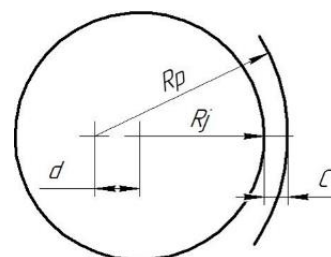


Рис. 5. Принципова схема пелюсткового підшипника

Порівняльні розрахунки проведено для наступних параметрів: $R_j = 19$ мм (див. рис. 5); довжина цапфи – 38 мм; радіальний зазор – 0,015 мм; допоміжний параметр $d = 0,1C; 0,5C; 1,0C; 1,25C; 1,5C$ (див. рис. 5). Навантаження – 7800Н. На рис. 6 та 7 представлено характеристики підшипників при $d = 0,1 C$ та $d = 1,0 C$ відповідно.

На кожному рисунку нанесені характеристики п'яти підшипників, що дозволило порівняти їх за величиною мінімального шару робочої рідини h_{\min} . З рисунків видно, що 2-х пелюстковий підшипник ковзання має найкращу вантажопідйомність (забезпечує найбільший h_{\min} з усіх розглянутих). Інші варіанти мають суттєво менший шар рідини для тієї ж вантажопідйомності. За результатами аналізу для подальшої роботи прийнято 2-х пелюстковий підшипник ковзання.

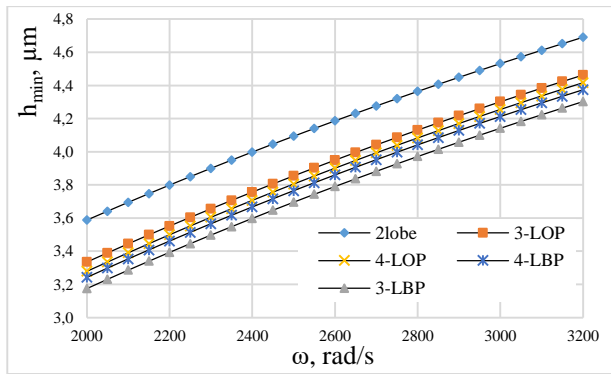


Рис. 6 Характеристика підшипників для $d=0,1 C$

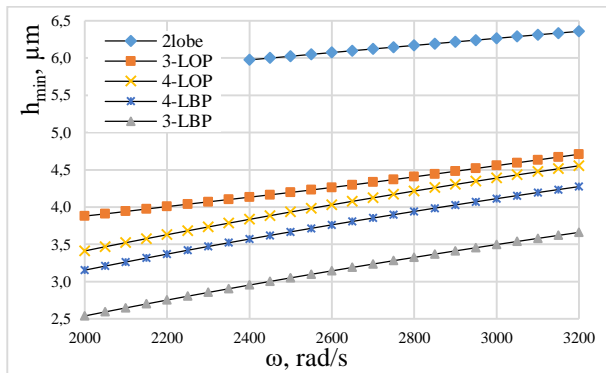


Рис. 7. Характеристика підшипників для $d=1,0 C$

В подальшому запропоновано два варіанта вузлів, що качають, шестеренного насоса – для електроприводу і для приводу від коробки приводів ГТД, що мають гідродинамічні опори.

В таблиці 2 наведено параметри шестерень для варіанту насоса з електроприводом і від коробки приводів. На рис. 8 – наведено порівняльні розміри качаючих вузлів.

Досліджено працездатність підшипника з різними допоміжними параметрами та різними довжинами цапф. Для електроприводного підшипника прийнято діапазон частот обертання від 1000 рад/с до 3200 рад/с, що охоплює частоти обертання, які необхідні для забезпечення продуктивності на крейсерському і злітному режимах. Як приклад, на рис. 9 наведено характеристики підшипника для різних допоміжних параметрів, а на рис. 10 – для різних питомих довжин цапфи розглянутого насоса.

На рис. 11 наведено епюри розподілу тиска в підшипниках приводом від коробки приводів при максимальній в кожному випадку кутової швидкості.

Висновки

Виконані розрахунки підшипників ковзання підтверджують їх працездатність. Підшипники

Таблиця 2
Рекомендовані параметри качаючого вузла

| Параметр | Позначення | Значення | |
|------------------------------------|------------|---------------------------|-------------------------------|
| | | Варіант з електроприводом | Варіант з механічним приводом |
| Кутова швидкість, мінімальна рад/с | ω | 1055 | 470 |
| Кількість зубів | z | 28 | 19 |
| Кут профілю | f_i | 30 | 30 |
| Модуль, мм | m | 1,8 | 3,3 |
| Питома ширина зубів | c | 8,3 | 10,3 |
| Ділильний діаметр, мм | D | 50,4 | 62,7 |
| Діаметр впадин зубів, мм | D_d | 44,0 | 54,2 |
| Діаметр вершин зубів, мм | D_a | 54,0 | 69,3 |
| Ширина шестерні, мм | B | 15,0 | 34,0 |
| Діаметр цапфи, мм | $D_{ц}$ | 38 | 48 |
| Навантаження на цапфу, Н | $P_{сум}$ | 3800 | 10200 |

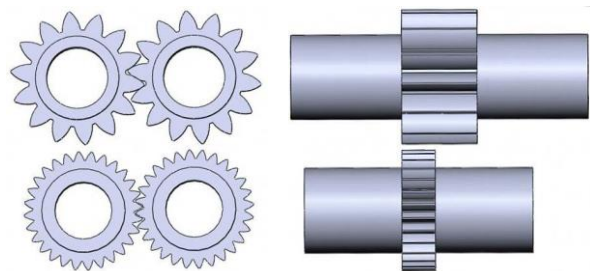


Рис. 8. Вузол, що качає, шестеренного насоса:
верхній ряд – насос – прототип,
нижній ряд – з електричним приводом

насосу з електричним приводом мають менші габаритні розміри і більшу вантажопідйомність, а також забезпечують насосу більший робочий діапазон частот обертання, що позитивно відображається на шестеренному насосі як вузлу паливної системи ГТД.

Слід підкреслити, що неведена робота виконана з метою з'ясування можливих меж надійного використання гідродинамічних підшипників ковзання в шестеренних паливних (газових) насосах високого тиску. Дослідження проведено на спрощених моделях, що роблять можливим перевірку гіпотез і вибору вектору подальшої роботи. Очевидно, що задача створення надійних опор ковзання є суміжною з задачами моделювання робочих процесів в таких насосах.

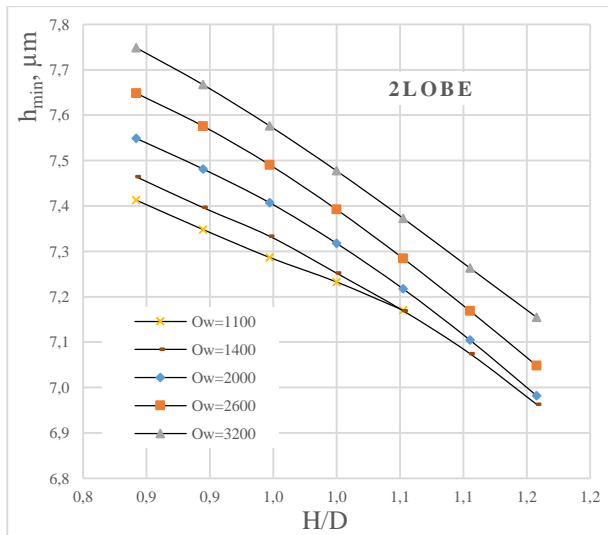


Рис. 10. Характеристика підшипників з різною питомою довжиною цапфи

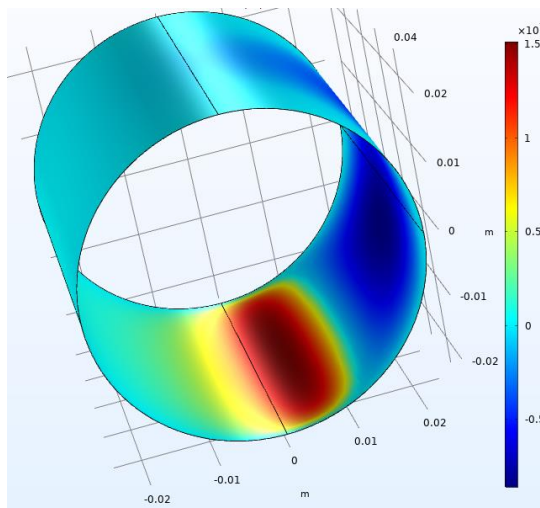


Рис. 11 Розподіл тиску в підшипнику $\omega = 620$ рад/с

Подальшою роботою в цьому напрямку має бути створення методики розрахунку всього насосного вузла з урахуванням як особливостей взаємодії робочого процесу з опорами, так і з коливаннями тиску і деформацією деталей.

Література

1. Епифанов, С. В. *Авиационные топливные системы* [Текст] / С. В. Епифанов, А. И. Рыженко, Р. Ю. Цуканов. – Харьков : Нац. Аэрокосм. Университет им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2018. – 558 с.
2. Романенко, И. С. *Анализ особенностей моделирования процессов в топливных шестеренных насосах ГТД* [Текст] / И. С. Романенко, А. В. Белогуб

// *Авиационно-космична техніка і технологія*. – 2020. – № 7 (167). – С. 24-30. DOI: 10.32620/akt.2020.7.04.

3. Безуглый, С. В. *Шестеренные насосы. Конструкция и проектирование* [Текст] : учеб. пособие / С. В. Безуглый, А. И. Гаркуша, В. С. Чигрин. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2009. – 48 с.

4. Воскресенский, В. А. *Расчет и проектирование опор скольжения* [Текст] : Справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.

5. Smolík, Luboš. *Improvement of journal bearings performance by means of a pressure dam* [Электронный ресурс] / Luboš Smolík, Jan Hyrát // *Conference “Applied Mechanics 2019”, 15-17 April 2019, Ostravice, Czech Republic*. – P. 195-200. – Режим доступа: <https://www.researchgate.net/publication/332672594>. – 12.01.2021.

6. Назаренко, Ю. Б. *Динамика роторов и гидродинамика масляного клина подшипников качения газотурбинных двигателей* [Текст] : Монография / Ю. Б. Назаренко, Е. Ю. Марчуков. – Москва, 2016. – 186 с.

7. *Cooled Pads for Tilting-Pad Journal Bearings* [Text] / Steven Chatterton, Paolo Pennacchi, Andrea Vania, Phuoc Vinh Dang // *Lubricants*. – 2019. – vol. 7, iss. 10. – Article Id: 92. – 28 p. DOI: 10.3390/lubricants7100092.

References

1. Epifanov, S. V., Ryzhenko, A. I., Cukanov, R. Yu. *Aviacionnye toplivnye sistemy* [Aviation fuel systems]. Har'kov: Nac. Aerokosm. Universitet im. N. E. Zhukovskogo «Har'kov. aviac. in-t», 2018. 558 p.
2. Romanenko, I. S., Belogub, A. V. *Analiz osobennostej modelirovaniya processov v toplivnyh shesterennyh nasosah GTD* [Analysis of the features of modeling processes in fuel gear pumps of a gas turbine engine]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2020, no. 7 (167), pp. 24-30. DOI: 10.32620/akt.2020.7.04.
3. Bezuglyj, S. V., Garkusha, A. I., Chigrin, V. S. *Shesterennye nasosy. Konstrukciya i proektirovanie. Ucheb. posobie* [Gear pumps. Construction and design: tutorial]. Kharkov, Nac. aerokosm. un-t «Khar'k. aviac. in-t», 2009. 48 p.
4. Voskresenskij, V. A., D'yakov V. I. *Raschet i proektirovanie opor skol'zheniya. Spravochnik* [Calculation and design of sliding supports. Directory]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 224 p.
5. Smolík, Luboš., Hyrát, Jan. *Improvement of journal bearings performance by means of a pressure dam*. *Conference “Applied Mechanics 2019”, 15-17 April 2019, Ostravice, Czech Republic*, pp. 195-200.

Available at: <https://www.researchgate.net/publication/332672594>. (accessed 12.01.2021).

6. Nazarenko, Yu. B., Marchukov, E. Yu. *Dinamika rotorov i gidrodinamika maslyanogo klina podshipnikov kacheniya gazoturbinyh dvigatelej. Monografiya* [Dynamics of rotors and hydrodynamics of

oil wedge of rolling bearings of gas turbine engines. Monograph]. Moscow, 2016. 186 p.

7. Chatterton, Steven., Pennacchi, Paolo., Vania, Andrea., Dang, Phuoc Vinh. Cooled Pads for Tilting-Pad Journal Bearings. *Lubricants*, 2019, vol. 7, iss. 10, Article Id: 92. 28 p. DOI: 10.3390/lubricants7100092.

Надійшла до редакції 15.01.2021, розглянута на редколегії 16.04.2021

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КАК ОПОР ШЕСТЕРЕН ОСНОВНОГО ТОПЛИВНОГО НАСОСА ГТД

А. В. Белогуб, И. С. Романенко, А. В. Гудошник, С. А. Тростан

Работа посвящена исследованию работоспособности гидродинамических подшипников скольжения, как опор шестеренного топливного насоса внешнего зацепления для ГТД. В настоящее время является нормой то что опоры таких насосов работают в условиях полусухого трения, что уменьшает ресурс и является одним из ограничивающих факторов для применения. Для усовершенствования взят серийный шестеренный насос с количеством зубьев $z = 14$, модулем $m = 3,8$, и нагрузкой на цапфу $P = 7800\text{Н}$. Рассмотрены варианты насосов с электрическим и механическим (от ротора ГТД) приводами. Грузоподъемность подшипников исследована на моделях по критерию минимальной толщины слоя рабочей жидкости, имеющей низкую вязкость (керосин). Для моделирования применена распространенная теорию, которая базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, связывающих давление, скорость и сопротивление вязкого сдвига. Из технологических соображений минимально допустимый слой керосина ограничен 5 мкм. Рассмотрены и проанализированы мультилепестковые (2-х, 3-х и 4-х лепестковые) подшипники с различным ориентированием лепестков относительно вектора действия силы. Выявлено, что 2-х лепестковый подшипник имеет наилучшую грузоподъемность (обеспечивает наибольший слой керосина из всех рассмотренных). По результатам предварительного анализа для дальнейшей работы взят 2-х лепестковый подшипник. Проанализировано влияние нагрузки, установочного зазора, эксцентриситета, удельного радиуса кривизны лепестков и длины цапфы на его грузоподъемность. Предложен рациональный тип конструктивного исполнения подшипников по критерию грузоподъемности (минимального слоя рабочей жидкости). Показано, что гидродинамический 2-х лепестковый подшипник может быть достаточно эффективным для опор шестерен топливных насосов ГТД. По результатам работы предложено 2 варианта конструкций качающего узла. Первый - для насоса с приводом от ротора ГТД с параметрами $z = 19$, $m = 3,3$, шириной триба $B = 34$, диаметром цапфы $D_{ц} = 48$, и длиной цапфы $L_{ц} = 56$ ($P = 10200\text{Н}$) второй к насосу с электрическим приводом у которого $z = 28$, $m = 1,8$, $B = 15$, $D_{ц} = 34$ и $L_{ц} = 41$ ($P = 3800\text{Н}$). Минимальные угловые скорости для вариантов насоса приняты 470 и 1055 рад/с соответственно. Предложено провести сопряженные исследования рабочего процесса в насосе и подшипниках.

Ключевые слова: гидродинамический подшипник; лепестковый подшипник; шестеренчатый насос; ГТД; производительность; керосин.

THE PERFORMANCE CAPABILITIES OF THE JOURNAL BEARINGS AS A SUPPORTS OF THE FUEL GEAR PUMP OF THE GAS TURBINE ENGINE

O. Bilohub, I. Romanenko, O. Hudoshnyk, S. Trystan

The paper is about the performance capability of the journal bearings as a support of the fuel gear pump for gas turbine engines (GTE). Supports of the external gear pump usually operate in semi-dry friction conditions, which reduces residual life and is one of the limiting factors. For this investigation, the serial gear pump was chosen with the following parameters: the number of teeth $z = 14$, module $m = 3.8$, gear-loading $P = 7800\text{ N}$. The authors have studied options for a pump with an electrical and mechanical (from the rotor of the GTE) drive. The main criterion for studying the bearing capacity is the minimum thickness of the working layer of a fluid with low viscosity (kerosene). For modeling, a common theory is used based on solutions of differential equations of the viscous fluid hydrodynamics, which relate pressure, velocity, and viscous shear resistance. For technological reasons, the minimum allowable kerosene layer is limited to 5 μm . The conducted analysis considers the multi-lobe (2-, 3- and 4-lobe) bearings with different lobe orientations relative to the force vector. It was found that the 2-lobe bearing has the best load capacity (provides the largest layer of kerosene). According to the results of the previous investigation for further work, the 2-

lobe bearing was chosen. The influence of load, setting gap, eccentricity, the specific radius of lobe curvature, shaft length on the bearing load capacity was analyzed. A rational type of bearing design was proposed based on the load capacity criterion (the minimum layer of working fluid). It was shown that the hydrodynamic 2-lobe bearing can be sufficiently effective for the supports of the gear fuel pumps of GTE. Based on the results of the investigation, 2 variants of the pumping unit designs were proposed. The first one for the pump driven by the gas turbine engine rotor with parameters $z = 19$, $m = 3.3$, gears width $B = 34$, shaft diameter $DS = 48$, and shaft length $LS = 56$ ($P = 10.2\text{kN}$). The second one for the electrically driven pump, $z = 28$, $m = 1.8$, $B = 15$, $DS = 34$, and $LS = 41$ ($P = 3.8\text{kN}$). The minimum angular velocity for the pump variants is 470 and 1055 rad/s, respectively. According to the investigation results, it was proposed to conduct related studies of the working process in pumps and bearings.

Keywords: journal bearing; gear pump; shaft; gas turbine engine; fuel; 2-lobe bearing.

Білогуб Олександр Віталійович – д-р техн. наук, проф. каф. конструкції авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Романенко Ігор Сергійович – асп. каф. конструкції авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Гудошник Олександр Володимирович – магістрант каф. конструкції авіаційних двигунів, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Тристан Сергій Олександрович – магістрант каф. конструкції авіаційних двигунів Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Oleksandr Bilohub – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: av.belogub@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2801-2903.

Ihor Romanenko – PhD Student, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: i.romanenko@khai.edu, ORCID: 0000-0001-6091-0020.

Oleksandr Hudoshnyk – Master Student, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Serhii Trystan – Master Student, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine.